

Damping device for absorbing and compensating for rotary shocks

Patent Number: DE3418671
Publication date: 1985-05-09
Inventor(s): MAUCHER PAUL (DE)
Applicant(s): LUK LAMELLEN & KUPPLUNGSBAU (DE)
Requested Patent: ☐ DE3418671
Application Number: DE19843418671 19840519
Priority Number(s): DE19843418671 19840519; DE19833338574 19831024
IPC Classification: F16F15/12; F16D13/60
EC Classification: F16F15/131L
Equivalents:

Abstract

In the case of a damping device having at least two flywheel masses which are arranged coaxially with respect to one another and can be rotated in a limited manner with respect to one another against the influence of damping means, in order to improve the damping characteristic of the device and in order to extend the possible field of use, the rotation resistance between the two flywheel masses can be controlled in such a manner that said resistance can reduce with increasing rotational speed.

Data supplied from the esp@cenet database - I2



18 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

12 Patentschrift
10 DE 34 18 671 C 2

51 Int. Cl.⁸:
F 16 F 15/139
F 16 F 15/134
F 16 D 13/80

21 Aktenzeichen: P 34 18 671.9-13
22 Anmeldetag: 19. 5. 84
23 Offenlegungstag: 9. 5. 85
24 Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: 23. 5. 86

DE 34 18 671 C 2

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

30 Innere Priorität: 32 33 31
24.10.83 DE 33 38 574.2

73 Patentinhaber:
LuK Lamellen und Kupplungsbau GmbH, 77815 Bühl,
DE

62 Teil in: P 34 48 478.5

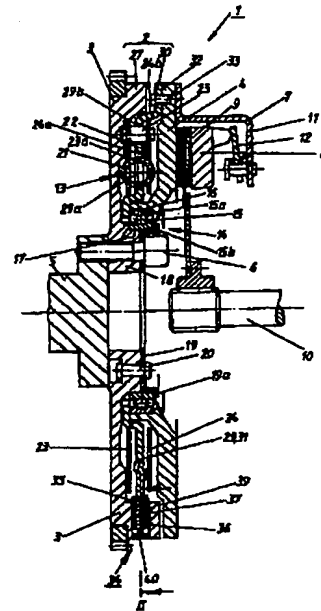
72 Erfinder:
Maucher, Paul, 7591 Sasbach, DE

56 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit
in Betracht gezogene Druckschriften:

DE 29 50 148 A1
DE-OS 29 02 433
FR 22 93 590
FR 21 68 804
US 32 98 887

54 Dämpfungseinrichtung zum Aufnehmen bzw. Ausgleichen von Drehstößen

57 Dämpfungseinrichtung zum Aufnehmen bzw. Ausgleichen von Drehstößen, insbesondere von Drehmomentschwankungen einer Brennkraftmaschine, mittels mindestens zweier, koaxial zueinander angeordneter, entgegen der Wirkung einer Dämpfungseinrichtung begrenzt zueinander verdrehbarer Schwungmassen, von denen die eine an der Brennkraftmaschine befestigbar und die andere über eine auf ihrer der Brennkraftmaschine abgekehrten Seite vorgesehene Reibfläche angreifende Kupplungsscheibe mittels einer drehachslösig auf der zweiten Schwungmasse vorgesehenen, schaltbaren Reibungskupplung mit dem Eingangsteil eines Getriebes verbindbar ist, die eine Schwungmasse, die andere, mit der Reibfläche versehene Schwungmasse, die Reibbeläge der Kupplungsscheibe und die Druckplatte der schaltbaren Reibungskupplung in dieser axialen Aufeinanderfolge vorgesehen und die beiden Schwungmassen über eine radial innerhalb der Dämpfungseinrichtung vorgesehene Lagerstelle zueinander gelagert sind, wobei der Verdrehwiderstand zwischen den beiden Schwungmassen (3, 4; 103, 104; 203, 204) steuerbar ist, derart, daß dieser bei zunehmender Drehzahl abnimmt, und der Steuervorgang unterhalb der bei Betrieb der Brennkraftmaschine auftretenden geringstmöglichen Drehzahl abgeschlossen ist.



DE 34 18 671 C 2

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Dämpfungseinrichtung zum Aufnehmen bzw. Ausgleichen von Drehstößen, insbesondere von Drehmomentschwankungen einer Brennkraftmaschine, mittels mindestens zweier, koaxial zueinander angeordneter, entgegen der Wirkung einer Dämpfungseinrichtung begrenzt zueinander verdrehbarer Schwungmassen, von denen die eine an der Brennkraftmaschine befestigbar und die andere über eine auf ihrer der Brennkraftmaschine abgekehrten Seite vorgesehenen Reibfläche angreifende Kupplungsscheibe mittels einer dreh-schlüssig auf der zweiten Schwungmasse vorgesehenen, schaltbaren Reibungskupplung mit dem Eingangsteil eines Getriebes verbindbar ist, die eine Schwungmasse, die andere, mit der Reibfläche versehene Schwungmasse, die Reibbeläge der Kupplungsscheibe und die Druckplatte der schaltbaren Reibungskupplung in dieser axialen Aufeinanderfolge vorgesehen und die beiden Schwungmassen über eine radial innerhalb der Dämpfungseinrichtung vorgesehene Lagerstelle zueinander gelagert sind.

Derartige Dämpfungseinrichtungen sind beispielsweise durch die FR 21 66 604 bekannt geworden. Die zwischen den beiden, begrenzt zueinander verdrehbaren Schwungmassen vorgesehene Dämpfung wird dabei durch Kraftspeicher in Form von Schraubendruckfedern und einer zu diesen Kraftspeichern parallel wirkenden Reibungsdämpfung sichergestellt. Aufgrund der Anordnung der Kraftspeicher ist bei einer solchen Dämpfungseinrichtung der Verdrehwiderstand zwischen den beiden Schwungmassen für kleine Verdrehwinkel sehr klein und nimmt mit zunehmender Relativverdrehung zwischen den Schwungmassen infolge der Verspannung der Kraftspeicher zu, wobei die zu den Kraftspeichern parallel geschaltete Reibungsdämpfung konstant bleibt.

Die mit solchen Dämpfungseinrichtungen ausgestatteten Antriebssysteme sind dabei derart ausgebildet, daß ihre kritische Grundfrequenz bzw. die kritische Drehzahl, bei der Resonanz auftritt, unterhalb der Zündungskreisfrequenz der bei Betrieb der Brennkraftmaschine auftretenden geringstmöglichen Drehzahl liegt.

Beim An- und Abstellen der Brennkraftmaschine kann jedoch in vielen Fällen die kritische Drehzahl bzw. der kritische Drehzahlbereich nicht rasch genug durchfahren werden, so daß sich die beiden Schwungmassen, infolge der zwischen ihnen auftretenden Erregungen, zu großen relativen Schwingungsausschlägen aufschaukeln. Diese großen Schwingungsausschläge erzeugen den Wechseldrehmomente bewirken, daß die zwischen den beiden Schwungmassen vorgesehene Dämpfungseinrichtung soweit durchgedrückt wird, bis die zwischen den beiden Schwungmassen ebenfalls vorgesehenen starren Anschläge in Tätigkeit treten. In diesen Zuständen kann also die zwischen den beiden Schwungmassen vorgesehene Dämpfungseinrichtung ihre Funktion, nämlich, Stöße zu verhindern bzw. zu dämpfen, nicht mehr erfüllen. Beim Auftreten der harten Anschläge ergeben sich somit unzulässige und unüberhörbare Stoßbeanspruchungen, die sowohl den Komfort eines mit einem solchen Antriebssystem ausgerüsteten Kraftfahrzeuges mindern, als auch die Wellen und Lager der Brennkraftmaschine und des angekuppelten Getriebes gefährden.

Aus der US-PS 3 296 887 ist es bekannt, den Verdrehwiderstand einer Dämpfungseinrichtung zwischen den Eingangs- und Ausgangsteilen zu steuern, daß dieser

bei zunehmender Drehzahl abnimmt.

Aus der DE 29 02 433 ist bekannt, daß bei einem Drehmomentübertragungssystem von einer Brennkraftmaschine zu einem Verbraucher ein Drehschwingungsdämpfer-System für den Lastbereich und ein weiteres Drehschwingungsdämpfer-System für den Leerlaufbereich vorgesehen ist, wobei das Drehschwingungsdämpfer-System für den Leerlaufbereich sperrbar bzw. überbrückbar ist. In beiden Fällen liegt jedoch der Umschaltzeitpunkt oberhalb der bei Betrieb der Brennkraftmaschine auftretenden geringstmöglichen Drehzahl.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Dämpfungseinrichtung zu schaffen, die ein Aufschaukeln der Resonanzausschläge beim Anlassen und Abstellen sowie während des normalen Betriebes der Brennkraftmaschine verhindert. Weiterhin soll die Dämpfungseinrichtung in besonders einfacher und kostengünstiger Weise herstellbar sein.

Gemäß der Erfindung wird dies bei einer Dämpfungseinrichtung der eingangs beschriebenen Art dadurch erzielt, daß der Widerstand zwischen den beiden Schwungmassen steuerbar ist, derart, daß dieser bei zunehmender Drehzahl abnimmt. Durch diese Maßnahme kann sichergestellt werden, daß bei geringen, unterhalb der Leerlaufdrehzahl liegenden Drehzahlen der Verdrehwiderstand zwischen den beiden Schwungmassen verhältnismäßig groß ist, wohingegen bei Erreichen bzw. Überschreiten der Leerlaufdrehzahl die Dämpfungseinrichtung in üblicher Weise wirkt, das heißt, daß der Verdrehwiderstand zwischen den beiden Schwungmassen für kleine Verdrehwinkel gering ist und mit zunehmender Relativverdrehung zwischen den Schwungmassen zunimmt. Durch die erfindungsgemäße Maßnahme wird also sichergestellt, daß bei geringen, unterhalb der Leerlaufdrehzahl liegenden Drehzahlen ein verhältnismäßig großer Verdrehwiderstand vorhanden ist, so daß ein Aufschaukeln zwischen den beiden Schwungmassen unterdrückt wird. Die Erhöhung des Verdrehwiderstandes bei geringer Drehzahl kann verschiedenartig sichergestellt werden. Es können z. B. zusätzliche Dämpferfedern und/oder Reibungsdämpfungsmittel, die sich einer Verdrehung zwischen den beiden Schwungmassen widersetzen, zugeschaltet werden. Die Zuschaltung solcher Dämpfungsmittel bewirkt, daß das System verstimmt wird bzw. die Eigenschwingungszahl des Systems in einen Drehzahlbereich verlagert wird, der sehr rasch durchfahren oder aber nie erreicht wird.

Vorteilhaft kann es sein, daß die Veränderung des Verdrehwiderstandes zwischen den beiden Schwungmassen fliedkraftabhängig d. h. drehzahlabhängig steuerbar ist. Für manche Anwendungsfälle kann es vorteilhaft sein, wenn die Abnahme des Verdrehwiderstandes bzw. der Dämpfung kontinuierlich ist, das heißt, allmählich stattfindet. Für andere Anwendungsfälle kann es jedoch auch angebracht sein, wenn der Verdrehwiderstand bzw. die Dämpfung abrupt, das heißt schlagartig abnimmt. Letzteres kann erreicht werden, indem eine zwischen den Schwungmassen wirksame Verriegelungseinrichtung vorgesehen wird, welche die Dämpfungseinrichtungen bei Unterschreitung der vorbestimmten Drehzahl blockiert, das heißt die Dämpfungseinrichtungen werden überbrückt, und bei Überschreitung der gegebenen Drehzahl werden die Dämpfungseinrichtungen wieder abrupt entriegelt bzw. freigegeben. Durch letztere Maßnahme wird erreicht, daß unterhalb der vorbestimmten Drehzahl die beiden Schwung-

massen praktisch starr miteinander verbunden sind und sich wie ein konventionelles Schwungrad verhalten.

Angebracht kann es sein, wenn die Dämpfung der Einrichtung bis zumindest annähernd 80% des Wertes der Leerlaufdrehzahl höher ist, wobei für viele Anwendungsfälle es von Vorteil sein kann, wenn die Dämpfung in einem zwischen 20 bis 80%, vorzugsweise 30 bis 70% liegenden Wert bzw. Bereich der Leerlaufdrehzahl höher ist.

Besonders zweckmäßig kann es sein, wenn die Erhöhung des Verdrehwiderstandes zwischen den beiden Schwungmassen mittels einer zusätzlichen Reibungsdämpfungseinrichtung erfolgt, die in Abhängigkeit von der Unterschreitung einer bestimmten Drehzahl zuschaltbar ist.

Die Zunahme des Verdrehwiderstandes kann jedoch auch dadurch erfolgen, daß die beiden Schwungmassen über eine Verriegelung starr miteinander verbindbar sind.

Für manche Anwendungsfälle kann es zweckmäßig sein, wenn die fliehkraftabhängige, abschaltbare zusätzliche Reibungsdämpfungseinrichtung in vorteilhafter Weise dadurch gebildet wird, daß die Reibungsdämpfungseinrichtung wenigstens ein erstes, drehfest mit der einen Schwungmasse und wenigstens ein zweites, relativ zu dieser verdrehbares Reibelement trägt, die untereinander in Reibverbindung stehen und die andere Schwungmasse drehfest mindestens ein unter Fliehkraftwirkung verlagerbares, bei Unterschreiten einer bestimmten Drehzahl mit dem zweiten Reibelement arretierbares Sperrglied trägt. Ein solches Sperrglied kann in vorteilhafter Weise auf einer sich in Umfangsrichtung erstreckenden Blattfeder befestigt sein, die ihrerseits an der anderen Schwungmasse angelenkt ist. Um eine zu hohe Beanspruchung der einzelnen miteinander zu verriegelnden Bauelemente zu vermeiden, kann es zweckmäßig sein, wenn die Blattfeder in Umfangsrichtung geringfügig elastisch, das heißt nachgiebig ist. Weiterhin kann es angebracht sein, wenn das zweite Reibelement über den Umfang eine Vielzahl von Rasterungen für das Sperrglied besitzt.

Gemäß einer anderen Ausführungsvariante einer Verriegelungsvorkehrung kann es zweckmäßig sein, wenn eine der Schwungmassen drehfest wenigstens ein unter der Wirkung der Fliehkraft radial nach außen verlagerbares, aus einer Rasterung in der anderen Schwungmasse austrasterndes Sperrglied trägt. Dieses Sperrglied kann die beiden Schwungmassen solange starr miteinander verbinden, bis die vorbestimmte Drehzahl erreicht wird.

Anhand der Fig. 1 bis 5 sei die Erfindung näher erläutert.

Dabei zeigen:

Fig. 1 eine im Schnitt teilweise dargestellte Dämpfungseinrichtung gemäß der Erfindung;

Fig. 1a einen, gegenüber dem in Fig. 1 dargestellten Schnitt, in Umfangsrichtung versetzten Schnitt durch die Dämpfungseinrichtung;

Fig. 2 einen Schnitt gemäß der Linie II-II der Fig. 1,

Fig. 3 eine den Verdrehwiderstand einer erfindungsgemäßen Dämpfungseinrichtung mit zunehmender Drehzahl kontinuierlich verändernde Vorrichtung; die Fig. 4 und 5 eine weitere erfindungsgemäße Vorrichtung zum Verändern des Verdrehwiderstandes einer Dämpfungseinrichtung.

Die in den Fig. 1 und 2 dargestellte Dämpfungseinrichtung 1 zum Aufnehmen bzw. Ausgleichen von Drehstößen besitzt ein Schwungrad 2, welches in zwei

Schwungmassen 3 und 4 aufgeteilt ist. Die Schwungmasse 3 ist auf einer Kurbelwelle 5 einer nicht näher dargestellten Brennkraftmaschine über Befestigungsschrauben 6 befestigt. Auf der Schwungmasse 4 ist eine Reibungskupplung 7 über nicht näher dargestellte Schrauben befestigt. Zwischen der Druckplatte 8 der Reibungskupplung 7 und der Schwungmasse 4 ist eine Kupplungsscheibe 9 vorgesehen, welche auf der Eingangswelle 10 eines nicht näher dargestellten Getriebes aufgenommen ist. Die Druckplatte 8 der Reibungskupplung 7 wird in Richtung der Schwungmasse 4 durch eine am Kupplungsdeckel 11 schwenkbar gelagerte Tellerfeder 12 beaufschlagt. Durch Betätigung der Reibungskupplung 7 kann die Schwungmasse 4 und somit auch das Schwungrad 2 — über die Kupplungsscheibe 9 — der Getriebeeingangswelle 10 zu- und abgekuppelt werden.

Zwischen den beiden Schwungmassen 3 und 4 ist eine Dämpfungseinrichtung 13 vorgesehen, welche einer relativen Verdrehung zwischen den beiden Schwungmassen entgegenwirkt.

Die beiden Schwungmassen 3 und 4 sind relativ zueinander über eine Lagerung 14 verdrehbar gelagert. Die Lagerung 14 besteht aus einem Wälzlager 15, dessen äußerer Ring 15a in einer Aufnahmebohrung 16 der Schwungmasse 4 und dessen innerer Lagerring 15b auf der Schulter 17 eines von der Kurbelwelle 5 weg weisenden Ansatzes 18 der Schwungmasse 3 aufgenommen sind. Das Wälzlager 15 ist auf der Schulter 17 der Schwungmasse 3 mittels eines Blechformteiles 19 gehalten. Das Blechformteil 19 ist über eine Nietverbindung 20 mit der Schwungmasse 3 verbunden und drückt mit einem radial verlaufenden äußeren Randbereich 19a den inneren Lagerring 15b gegen die Schwungmasse 3 bzw. die Schulter 17.

Die Dämpfungseinrichtung 13 besitzt Kraftspeicher in Form von Schraubenfedern 21, von denen lediglich eine ersichtlich ist, sowie Reibmittel 22 zur Dämpfung der Federn 21 bzw. der Schwingungen zwischen den Schwungmassen 3, 4.

Das Eingangsstück der Dämpfungseinrichtung 13 ist durch zwei Scheiben 23, 24 gebildet, die über Abstandsbolzen 25 in axialem Abstand miteinander drehfest verbunden sind. Die Scheibe 24 weist an ihrem Umfang radial verlaufende Arme 24b auf, die sich an der Stirnfläche 26 eines kreisringförmigen axialen Vorsprungs 27 der Schwungmasse 3 abstützen und dort mittels einer Vernietung 28 befestigt sind. Zwischen den beiden Scheiben 23 und 24 ist ein flanschartiges Bauteil 29 angeordnet, welches das Ausgangsteil der Dämpfungseinrichtung 13 bildet. Das Ausgangsteil 29 weist an seiner äußeren Peripherie radial verlaufende Ausleger 30 auf, die gegenüber den zwischen den beiden Scheiben 23 und 24 verlaufenden Bereichen 31 des Ausgangsteils 29 axial versetzt sind. Die radialen Ausleger 30 stützen sich an der Stirnfläche 32 der Schwungmasse 4 ab und sind dort über eine Nietverbindung 33 an der Schwungmasse 4 befestigt. Die radialen Ausleger 30 und die radialen Arme 24b sind — in Umfangsrichtung des Schwungrades 2 betrachtet — winkelmäßig gegeneinander versetzt.

In den Scheiben 23 und 24 sowie in dem Ausgangsteil 29 sind Ausnehmungen 23a, 24a sowie 29a eingebracht, in denen die Schraubenfedern 21 der Dämpfungseinrichtung 13 aufgenommen sind. Dabei sind die Ausnehmungen 23a, 24a und 29a sowie die darin vorgesehenen Schraubenfedern 21, über den Umfang der Dämpfungseinrichtung 13 betrachtet, derart angeordnet und be-

messen, daß eine mehrstufige Dämpfungskennlinie vorhanden ist. Im dargestellten Beispiel ist das mit den Schraubenfedern 21 zusammenwirkende Reibmittel 22 durch ein tellerfederartiges Bauteil gebildet, welches zwischen der Scheibe 24 und dem Ausgangsteil 29 verspannt ist. Das Ausgangsteil 29 besitzt weiterhin bogenförmige Ausnehmungen 29b, durch welche die Abstandsbolzen 25 hindurchragen. Die Begrenzung der relativen Verdrehung zwischen den beiden Schwungmassen 3 und 4 wird durch Anschlag der Abstandsbolzen 25 an den Endbereichen der bogenförmigen Ausnehmungen 29b sichergestellt.

Um zu verhindern, daß beim An- und Abstellen der Brennkraftmaschine, das heißt also bei Drehzahlen unterhalb der Leerlaufdrehzahl der Brennkraftmaschine sich große Schwingungsausschläge zwischen den beiden Schwungmassen 3 und 4 infolge der auftretenden Erregungen aufschaukeln, ist eine Verriegelungseinrichtung 34, welche die beiden Schwungmassen 3 und 4 drehfest miteinander verbinden kann, vorgesehen. Die Verriegelungseinrichtung 34 besitzt mindestens ein Sperrglied 35, das auf der Schwungmasse 3 in einer radialen Bohrung 36 radial verlagerbar geführt ist. Das Sperrglied 35 wird durch einen Kraftspeicher in Form einer Schraubenfeder 37 radial nach innen beaufschlagt und greift mit seinem inneren Endbereich 35a in einen an der Außenperipherie des Ausgangsteiles 29 der Dämpfungseinrichtung 13 eingebrachten Ausschnitt 38. Der Kraftspeicher bzw. die Schraubenfeder 37 ist in einer Ausnehmung 39 des Sperrgliedes 35 aufgenommen und stützt sich radial außen an einem die Bohrung 36 verschließenden Stopfen 40 ab. Die Feder 37 ist derart ausgelegt, daß die bei Rotation des Schwungrades 2 durch das Sperrglied 35 aufgebrachte Zentrifugalkraft ausreichend ist, damit vor Erreichung der Leerlaufdrehzahl die Dämpfungseinrichtung 13 durch Ausrastern der Sperrglieder 35 aus dem Ausschnitt 38 freigegeben wird. Die Feder 37 kann dabei derart bemessen werden, daß beim Anlassen der Brennkraftmaschine die Dämpfungseinrichtung 13 bis zumindest 80% des Wertes der Leerlaufdrehzahl blockiert, das heißt unwirksam bleibt.

Beim Abstellen der Brennkraftmaschine wird, aufgrund der mit Verringerung der Drehzahl des Schwungrades 2 abnehmenden Zentrifugalkraft des Sperrgliedes 35, die Feder 37 bei Unterschreitung einer bestimmten Drehzahl das Sperrglied 35 in den Ausschnitt 38 verlagern und somit die Dämpfungseinrichtung 13 wieder blockieren.

Die Verriegelungseinrichtung 34 bewirkt aufgrund ihrer Auslegung eine verhältnismäßig abrupte Abnahme bzw. Zunahme der Dämpfungswirkung bzw. des Verdrehwiderstandes zwischen den beiden Schwungmassen 3 und 4.

Bei der in Fig. 3 teilweise dargestellten Dämpfungseinrichtung ist zwischen der mit der Brennkraftmaschine drehfest verbundenen Schwungmasse 103 und der mit einem Getriebe über eine Kupplung drehfest verbindbare Schwungmasse 104 eine fliehkraftabhängige Reibungsdämpfungseinrichtung 134 vorgesehen. Die Reibungsdämpfungseinrichtung 134 weist einen keilförmigen, sich zur Drehachse der beiden Schwungmassen 103 und 104 hin verjüngenden Reibschuh 135 auf. Beidseits des Reibschuhes 135 ist Reibmaterial 135a und 135b aufgebracht. Der Reibschuh 135 ist zwischen zwei aufeinander zu gerichteten Stirnflächen 126 und 132 der Schwungmassen 103 und 104, welche entsprechend dem Reibschuh 135 keilförmig zueinander verlaufen, vorgesehen. Der Reibschuh 135 wird radial zur Drehachse hin,

das heißt in Richtung seiner Verjüngung durch ein n Kraftspeicher 137 beaufschlagt. Radial außen stützt sich der Kraftspeicher 137 an einem axialen Vorsprung 140 der Schwungmasse 104 ab.

Zwischen den Schwungmassen 103 und 104 sind außerdem Kraftspeicher in Form von Schraubenfedern 121 vorgesehen, die in ähnlicher Weise, wie die im Zusammenhang mit den Fig. 1 bis 2 beschriebenen Federn 21 wirken.

Der in einer Ausnehmung 139 des Reibschuhes 135 aufgenommene Kraftspeicher 137 ist auf eine bestimmte Kraft vorgespannt. Je nach Anwendungsfall kann diese Kraft derart gewählt werden, daß die bei Rotation der Schwungmassen 103 und 104 durch den Reibschuh 135 aufgebrachte Zentrifugalkraft die Vorspannkraft der Feder bereits unterhalb oder aber erst oberhalb der Leerlaufdrehzahl überwindet, wodurch der auf der Schwungmasse 104 radial und in Umfangsrichtung geführte Reibschuh 135 von der Stirnfläche 126 der Schwungmasse 103 abhebt. Die Reibungsdämpfungseinrichtung 134 ist dann unwirksam. Zur Führung des Reibschuhes 135 weist die Schwungmasse 104 radial verlaufende und parallele Führungsflächen aufweisende Führungsnuten 136 auf. Durch Anschlag am axialen Vorsprung 140 wird die radiale Verlagerbarkeit des Reibschuhes 135 begrenzt.

Die Vorspannung der Feder 137 kann derart ausgelegt werden, daß die Reibeinrichtung in einem Drehzahlbereich bis 80% der Leerlaufdrehzahl wirksam ist, das heißt, daß bei einer größeren Drehzahl als 80% der Leerlaufdrehzahl der Reibschuh 135 von der Stirnfläche 126 der Schwungmasse 103 abhebt.

Die Reibungsdämpfungswirkung der Reibungsdämpfungseinrichtung 134 nimmt mit zunehmender Drehzahl kontinuierlich ab, da die von dem Kraftspeicher 137 aufgebrachte Kraft allmählich kompensiert wird durch die durch den Reibschuh 135 aufgebrachte Zentrifugalkraft, die mit zunehmender Drehzahl größer wird.

Die von der Reibungsdämpfungseinrichtung 134 erzeugte Reibungsdämpfung wirkt parallel zu den Kraftspeichern 121.

In Fig. 3 ist lediglich eine Reibungsdämpfungseinrichtung 134 dargestellt. Es können jedoch mehrere, gleichmäßig über den Umfang der Vorrichtung verteilte Reibungseinrichtungen dieser Art vorgesehen werden.

Bei der in den Fig. 4 und 5 dargestellten Ausführungsform sind die beiden Schwungmassen 203 und 204 in ähnlicher Weise wie die Schwungmassen 103 und 104 gemäß Fig. 3 entgegen der Wirkung von Kraftspeichern begrenzt zueinander verdrehbar.

An den radial äußeren Bereichen der Schwungmassen 203 und 204 ist eine Reibungsdämpfungseinrichtung 234 vorgesehen, die axial zwischen diesen Schwungmassen angeordnet ist. Die Reibungsdämpfungseinrichtung 234 besitzt ein Trägerteil 235, das einen radial verlaufenden inneren Bereich 235a aufweist, über den es mittels einer Nietverbindung 236 an der Schwungmasse 204 befestigt ist. Auf dem axial verlaufenden Bereich 235b des Trägereiles 235 sind mit dem Trägerteil drehfeste Reibringe 237, 238 sowie gegenüber dem Trägerteil verdrehbare Reibringe 240, 241 und 242 vorgesehen. Die mit dem Trägerteil 235 drehfesten Reibringe 237, 238 sind jeweils zwischen zwei gegenüber diesem Trägerteil verdrehbaren Reibringe angeordnet. Die Reibringe 237, 238, 240, 241 und 242 werden axial durch einen Kraftspeicher in Form einer Tellerfeder 243 verspannt. Die Tellerfeder 243 beaufschlagt mit radial äußeren Bereichen den Reibring 240 in Richtung der Schwungmasse

204 und stützt sich mit radial inneren Bereichen an einem sich an das freie Ende des Trägerteils 235 anschließenden radialen Bereich ab. Zwischen der Schwungmasse 204 und dem Reibring 242 ist ein Zwischenring 244 angeordnet. Die Reibringe 237 und 238 sind über eine innere Verzahnung, welche in Längsschlitze des Trägerteils 235 eingreifen, mit letzterem drehfest, jedoch axial verlagerbar verbunden. Die Reibringe 240, 241 und 242 weisen in Umfangsrichtung eine Vielzahl von Zähnen 245 auf. Diese Zähne 245 bilden eine Rasterung, die zur drehfesten Verbindung der Reibringe 240, 241 und 242 mit der Schwungmasse 203 dienen.

Die drehfeste Verbindung zwischen der Schwungmasse 203 und den Reibringen 240, 241 und 242 erfolgt, indem ein mit der Schwungmasse 203 drehfestes Sperrglied 246 mit einer Gegenverzahnung 247 in die Zahnücken der Verzahnung 245 eingreift. Die Gegenverzahnung 247 ist am freien Ende einer Blattfeder 248 befestigt, welche mit ihrem anderen Ende über eine Nietverbindung 249 an einem axialen, kreisförmigen Vorsprung 203a der Schwungmasse 203 befestigt ist.

Die Blattfeder 248 ist mit einer Vorspannung eingebaut, welche die Gegenverzahnung 247 in Eingriff mit der Verzahnung 245 hält. Diese Vorspannung ist dabei derart gewählt, daß die bei Rotation der Schwungmassen 203 und 204 auf das Sperrglied 246 einwirkende Zentrifugalkraft die erwähnte Vorspannkraft bei einer vorbestimmten Drehzahl bzw. in einem vorbestimmten Drehzahlbereich überwindet. Bei Überschreitung der vorbestimmten Drehzahl kommt somit die Gegenverzahnung 247 außer Eingriff mit der Verzahnung 245 der Reibringe 240, 241 und 242. Infolge dessen nimmt die Dämpfung zwischen den beiden Schwungmassen 203 und 204 ab.

Sobald jedoch eine vorbestimmte Drehzahl wieder unterschritten wird, setzt die Dämpfung der Reibungsdämpfungseinrichtung 234 wieder ein, da die Vorspannung der Blattfeder 248 die auf das Sperrglied 246 einwirkende Fliehkraft überwindet und somit die Gegenverzahnung 247 wieder in Eingriff in die Verzahnung 245 bringt.

Um eine abgestufte Dämpfungswirkung der Reibungsdämpfungseinrichtung 234 zu erhalten, können mehrere, z. B. drei gleichmäßig über den Umfang der Schwungmasse 203 verteilte Sperrglieder 246 vorgesehen werden, wobei die Gegenverzahnung 247 der drei Sperrglieder 246 eine Breite X aufweisen und axial derart zueinander versetzt sind, daß sie jeweils nur mit einem der Reibringe 240, 241 und 242 zusammenwirken können. Durch unterschiedliche Vorspannung der entsprechenden Blattfedern 248 der drei Sperrglieder 246 kann somit eine dreistufige Reibungseinrichtung gebildet werden, das heißt, daß die verschiedenen Stufen der Reibungsdämpfungseinrichtung 234 bei unterschiedlichen Drehzahlen zu- bzw. abgeschaltet werden.

Patentansprüche

1. Dämpfungseinrichtung zum Aufnehmen bzw. Ausgleichen von Drehstößen, insbesondere von Drehmomentschwankungen einer Brennkraftmaschine, mittels mindestens zweier, koaxial zueinander angeordneter, entgegen der Wirkung einer Dämpfungseinrichtung begrenzt zueinander verdrehbarer Schwungmassen, von denen die eine an der Brennkraftmaschine befestigbar und die andere über eine auf ihrer der Brennkraftmaschine abgekehrten Seite vorgesehenen Reibfläche angreifen-

de Kupplungsscheibe mittels einer dreh-schlüssig auf der zweiten Schwungmasse vorgesehenen, schaltbaren Reibungskupplung mit dem Eingangsteil eines Getriebes verbindbar ist, die eine Schwungmasse, die andere, mit der Reibfläche versehene Schwungmasse, die Reibbeläge der Kupplungsscheibe und die Druckplatte der schaltbaren Reibungskupplung in dieser axialen Aufeinanderfolge vorgesehen und die beiden Schwungmassen über eine radial innerhalb der Dämpfungseinrichtung vorgesehene Lagerstelle zueinander gelagert sind, wobei der Verdrehwiderstand zwischen den beiden Schwungmassen (3, 4; 103, 104; 203, 204) steuerbar ist, derart, daß dieser bei zunehmender Drehzahl abnimmt, und der Steuervorgang unterhalb der bei Betrieb der Brennkraftmaschine auftretenden geringstmöglichen Drehzahl abgeschlossen ist.

2. Dämpfungseinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Verdrehwiderstand fliehkraftabhängig steuerbar ist.

3. Dämpfungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1-2, dadurch gekennzeichnet, daß eine zwischen den Schwungmassen (3, 4) wirksame Verriegelungseinrichtung (34) die Dämpfungseinrichtung (13) bei Unterschreitung dieser Drehzahl blockiert.

4. Dämpfungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1-2, dadurch gekennzeichnet, daß in Abhängigkeit von der Unterschreitung dieser Drehzahl eine zusätzliche Reibungsdämpfungseinrichtung (134; 234) zuschaltbar ist.

5. Dämpfungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4 oder 13, dadurch gekennzeichnet, daß die Reibungsdämpfung mit zunehmender Drehzahl abnehmend ist.

6. Dämpfungseinrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Reibungsdämpfung kontinuierlich abnimmt.

7. Dämpfungseinrichtung nach einem der Ansprüche 5 oder 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Dämpfung abrupt abnimmt.

8. Dämpfungseinrichtung nach einem der Ansprüche 5-7, dadurch gekennzeichnet, daß die Reibungsdämpfung bis annähernd 80% des Wertes der Leerlaufdrehzahl höher ist.

9. Dämpfungseinrichtung nach einem der Ansprüche 5-8, dadurch gekennzeichnet, daß die Reibungsdämpfungseinrichtung (234) wenigstens ein erstes (237, 238), drehfest mit der Schwungmasse (204) und wenigstens ein zweites (240, 241, 242), relativ zu dieser verdrehbares Reibelement trägt, die untereinander in Reibungsverbindung stehen und die andere Schwungmasse (203) drehfest mindestens ein unter Fliehkraftwirkung verlagerbares, mit dem zweiten Reibelement (240, 241, 242) arretierbares Sperrglied (246) trägt.

10. Dämpfungseinrichtung nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß das Sperrglied (246) auf einer sich in Umfangsrichtung erstreckenden Blattfeder (248) befestigt ist, die ihrerseits an der anderen Schwungmasse (203) angelenkt ist.

11. Dämpfungseinrichtung nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Blattfedern (248) in Umfangsrichtung elastisch sind.

12. Dämpfungseinrichtung nach einem der Ansprüche 9-11, dadurch gekennzeichnet, daß das zweite Reibelement (240, 241, 242) über den Umfang eine Vielzahl von Rasterungen (245) für das Sperrglied

(246) besitzt.

13. Dämpfungseinrichtung nach einem der Ansprüche 3 oder 9, dadurch gekennzeichnet, daß eine der Schwungmassen (3; 203) drehfest wenigstens ein unter der Wirkung der Fliehkraft radial nach außen verlagerbares, aus einer Rasterung (38; 245) in der anderen Schwungmasse (4; 204) ausrastendes Sperrglied (35; 246) trägt. 5

Hierzu 4 Seite(n) Zeichnungen

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

Fig. 1

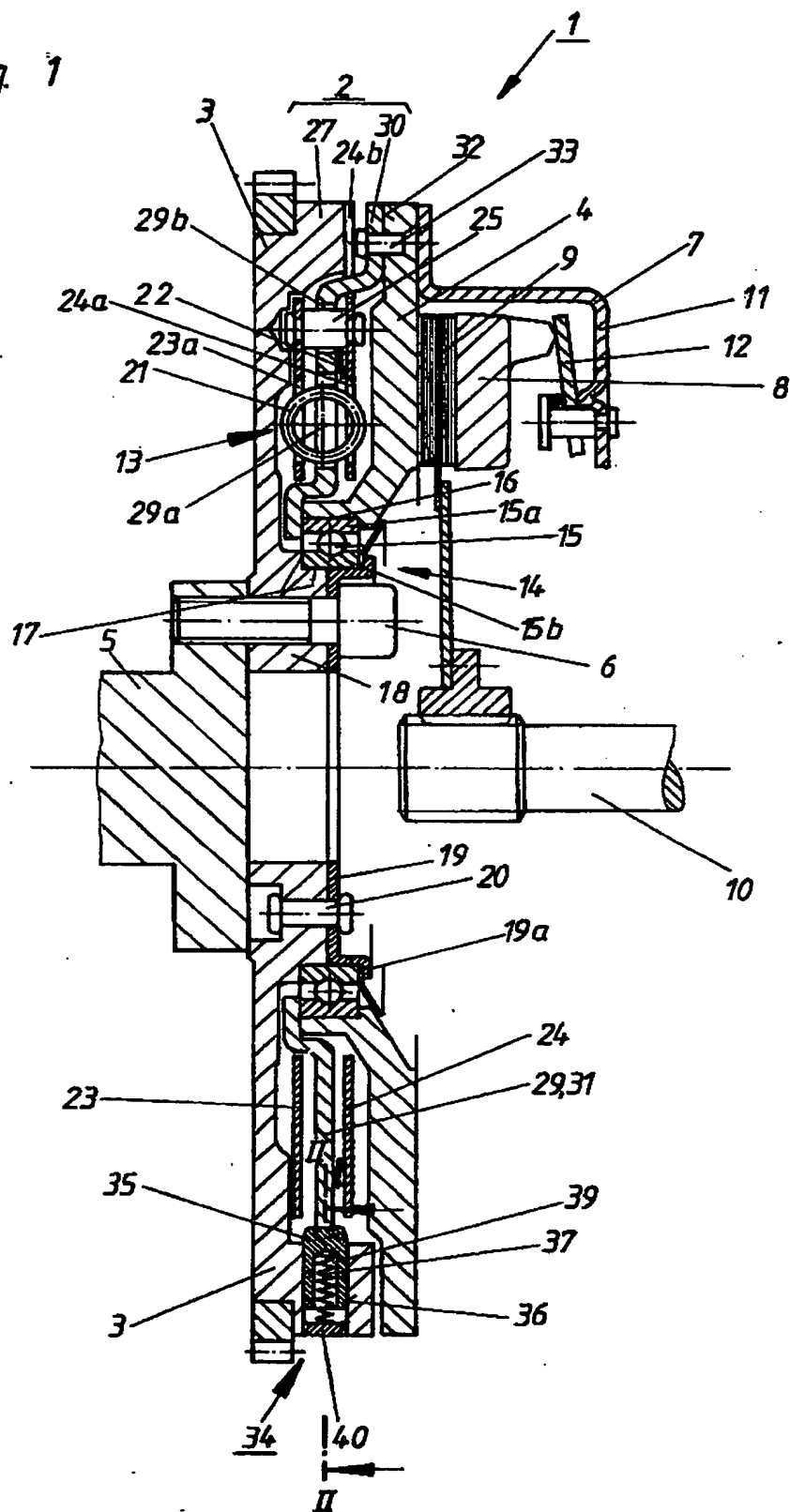


Fig. 1a

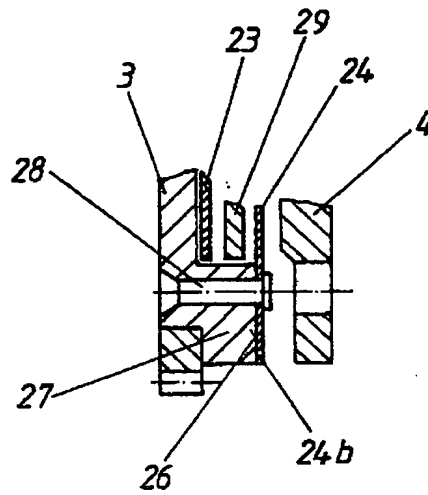


Fig. 2

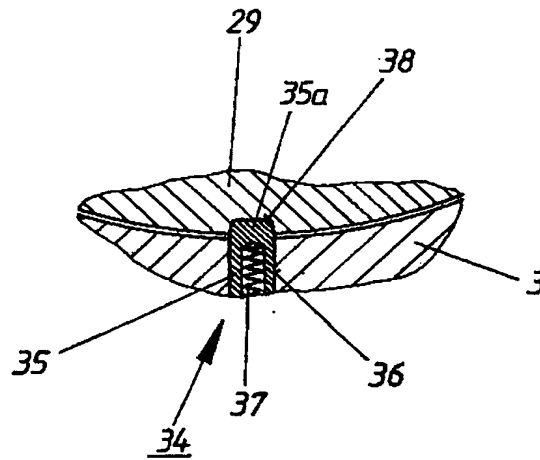


Fig. 4

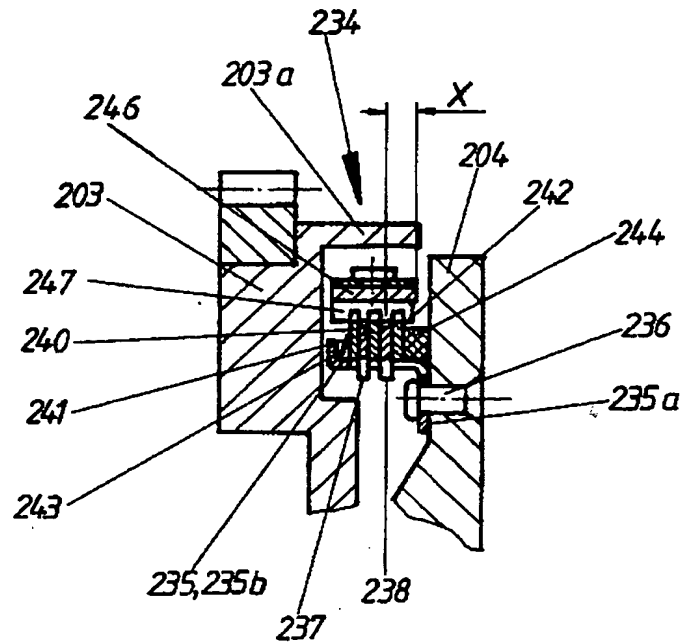


Fig. 5

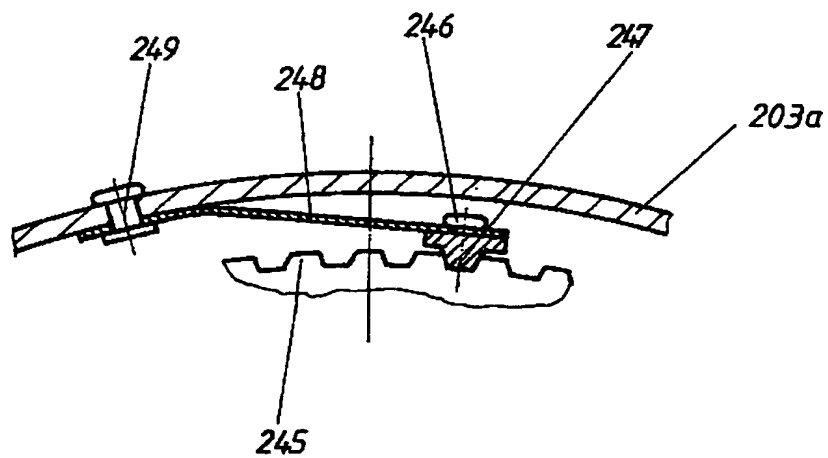


Fig. 3

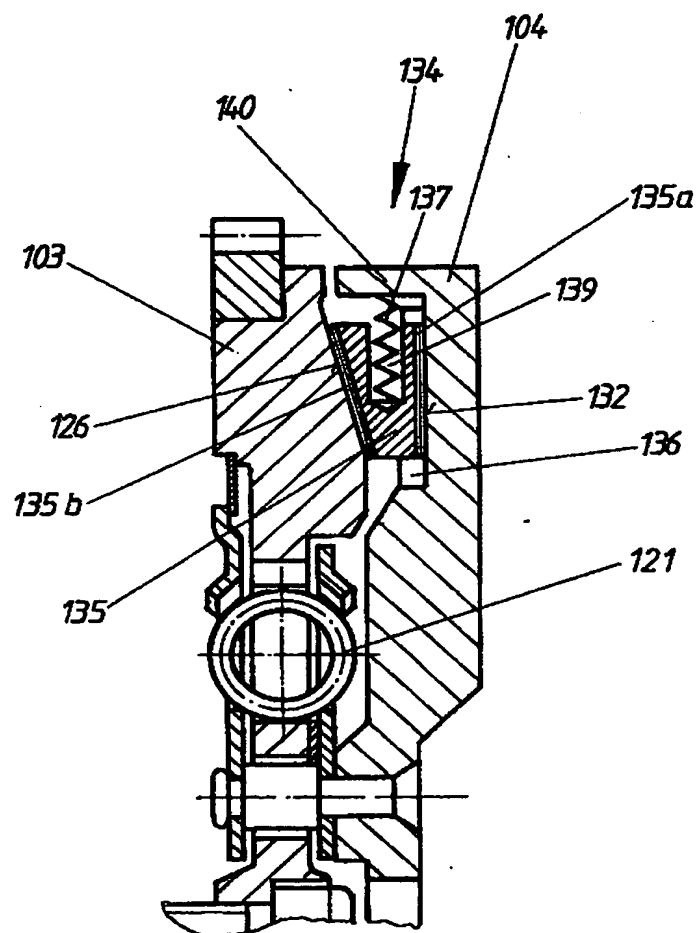


Fig. 3

